УДК 62-82

А.Т. РЫБАК, А.В. СЕРДЮКОВ

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ

Предлагается принципиальная схема стенда для ресурсных испытаний гидравлических машин с рекуперацией энергии. Приводится математическая модель стенда и данные её предварительного анализа.
***Ключевые слова**: гидравлические машины, испытания, рекуперация энергии, математическое моделирование.*

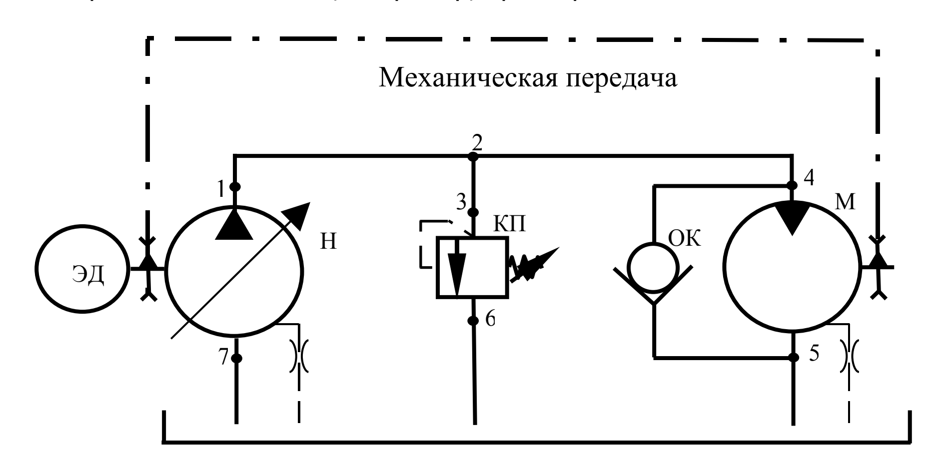
Введение. При испытаниях объемных гидромашин большой мощности возникает ряд проблем, связанных с тем, что применение в качестве нагрузки общепринятых средств – фрикционных тормозных устройств, дросселирования рабочей жидкости и т.п. – приводит к выделению большого количества тепла и значительному расходу энергии.

Известен способ испытания гидравлических машин с рекуперацией энергии [1], который позволяет проводить испытания таким образом, что нагрузкой для одной испытуемой гидромашины (например, для гидронасоса) служит другая испытуемая гидромашина (гидромотор) и наоборот. Этот способ значительно уменьшает габариты и упрощает схему испытательного стенда, так как здесь отсутствуют специальные системы нагружения, и одновременно снижает энергозатраты, повышая КПД системы испытаний. Однако эти испытания могут быть проведены лишь в том случае, когда рабочие объемы гидронасоса и гидромотора примерно одинаковы, и при этом рабочий объем гидронасоса должен быть на 5-7% больше рабочего объема гидромотора. Возникает проблема, когда необходимо произвести испытания гидромашин, рабочие объемы которых значительно отличаются друг от друга.

Рекуперация энергии при испытаниях гидромашин. Нами предложены схема испытательного стенда (рисунок), дающего возможность осуществлять ресурсные испытания гидромашин с различными рабочими объёмами при рекуперации энергии. Работа стенда заключается в следующем. Электродвигатель ЭД приводит во вращение вал гидронасоса Н. Механическая энергия, поступившая с вала электродвигателя, преобразуется гидронасосом в гидравлическую энергию рабочей жидкости, которая передаётся на гидромотор М. Тот, в свою очередь, преобразует гидравлическую энергию рабочей жидкости в механическую энергию вращения выходного вала. С вала гидромотора механическая энергия посредством механической передачи передаётся на вал гидронасоса, где она суммируется с энергией электродвигателя и вновь преобразуется гидронасосом в энергию жидкости.

В данной установке нагружение гидромашин так же, как и в рассмотренной выше [1], происходит по замкнутому контуру, то есть нагрузкой для гидронасоса служит гидромотор, а для гидромотора гидронасос. Однако за счет введения дополнительного звена (механической передачи) можно осуществить согласование работы гидромашин высокой мощности таким образом, что гидромотор будет стремиться вращать вал гидронасоса с большей частотой, чем тот уже вращается, что вызовет повыше-

ние давления на входе в гидромотор (на выходе гидронасоса). Это обусловит взаимное нагружение гидронасоса и гидромотора, так как гидромотор при помощи гидронасоса создает расход жидкости, который сам не в состоянии через себя пропустить. В результате будет расти давление в напорной магистрали между гидронасосом и гидромотором, а следовательно, и нагрузка на испытываемых гидромашинах. Ограничить рост нагрузки можно за счет введения в напорную магистраль дополнительного разгрузочного гидравлического звена, например, предохранительный клапан КП.



Принципиальная гидравлическая схема стенда для ресурсных испытаний гидромашин с рекуперацией энергии

Похожие технические решения предлагаются в работе [2], однако, во-первых, они значительно сложнее предлагаемой нами системы, а во-вторых, в ней не приводится математическая модель, позволяющая оценить динамику работы испытательного стенда.

Как отмечалось выше, механическая передача создает условие, при котором подача гидронасоса будет несколько превосходить потребный расход гидромотора, что приведёт к росту давления в магистрали, связывающей насос с гидромотором. Излишки рабочей жидкости будут сбрасываться из этой магистрали в гидробак через предохранительный клапан КП. Регулируя настройку предохранительного клапана, можно изменять давление в магистрали, связывающей гидромашины, тем самым регулировать величину их нагружения. Обратный клапан ОК предназначен для шунтирования гидромотора в процессе разгона и торможения гидронасоса.

Математическая модель стенда. При моделировании гидромеханической системы стенда были сделаны следующие основные допущения: температура рабочей жидкости в процессе работы стенда остаётся постоянной; проскальзыванием в механической передаче и пульсацией подачи гидронасоса и вращением гидромотора пренебрегаем; работа предохранительного и обратного клапанов описывается их гидромеханическими характеристиками.

Угловые скорости вращения совместного вала электродвигатель-гидронасос и вала гидромотора определим из уравнений:

$$\dot{\omega}_{\text{Н}} = \frac{1}{I_{\text{Э}} + I_{\text{Н}} + I_{\text{мех}}} \cdot \left(M_{\text{Э}} + M_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{пер}} - M_{\text{Н}}\right); \quad (1)$$

$$\dot{\omega}_{\text{М}} = \frac{1}{I_{\text{М}}} \cdot \left(M_{\Sigma\text{М}} - M_{\text{М}}\right), \quad (2)$$

Здесь $I_{\text{Э}}$, $I_{\text{Н}}$, $I_{\text{М}}$ и $I_{\text{мех}}$ – центральные моменты инерции роторов электродвигателя, гидронасоса, гидромотора и момент инерции механической передачи, приведенный к валу электродвигателя соответственно; $M_{\text{Э}}$, $M_{\text{М}}$ и $M_{\text{Н}}$ – крутящие моменты, создаваемые электродвигателем, гидромотором и момент сопротивления вала гидронасоса соответственно; $M_{\Sigma\text{М}}$ – полный крутящий момент гидромотора; $\eta_{\text{пер}}$ – коэффициент полезного действия механической передачи.

Крутящий момент, создаваемый асинхронным электродвигателем, определим по уравнению:

$$M_{\text{Э}} = \frac{2M_{\text{кр}}S_{\text{кр}}S}{S_{\text{кр}}^2 + S^2}, \quad (3)$$

где $M_{\text{кр}}$ – критический крутящий момент электродвигателя; $S_{\text{кр}}$ – критическое скольжение электродвигателя; S – текущее значение скольжения электродвигателя.

Крутящий момент, создаваемый сопротивлением гидронасоса вращению его вала, определим по выражению:

$$M_{\text{Н}} = \frac{V_{0.\text{Н}}}{2\pi} \cdot \frac{p_{\text{Н}}}{\eta_{\text{гм.Н}}}, \quad (4)$$

где $V_{0.\text{Н}}$ – рабочий объём гидронасоса; $p_{\text{Н}}$ – давление на выходе гидронасоса; $\eta_{\text{гм.Н}}$ – гидромеханический к.п.д. гидронасоса.

Полный крутящий момент гидромотора определяем:

$$M_{\Sigma\text{М}} = \frac{V_{0.\text{М}}}{2\pi} \cdot p_{\text{М}}\eta_{\text{гм.М}}, \quad (5)$$

где $V_{0.\text{М}}$ – рабочий объём гидромотора; $p_{\text{М}}$ – давление на входе гидромотора; $\eta_{\text{гм.М}}$ – гидромеханический к.п.д. гидромотора.

Следует помнить, что в процессе проведения испытаний вал гидромотора и совместный вал электродвигатель-гидронасос вращаются с одинаковой скоростью, т.е. в этом случае выполняется равенство:

$$\omega_{\text{Н}} = \omega_{\text{М}}. \quad (6)$$

При математическом описании работы стенда давление в различных точках расчетной схемы (см.рисунок), в соответствии с методикой [3], определим из следующих зависимостей:

$$\dot{p}_1 = C_1(Q_{\text{Н}} - Q_{1\text{-}2}), \quad (7)$$

где p_1 – давление в точке 1 рассматриваемой схемы стенда (рис.1); C1 – приведенная объёмная жесткость участка 1 рассматриваемой схемы; QН – действительная подача гидронасоса; Q1-2 – расход рабочей жидкости в сечении 1 на участке трубопровода между точками 1 и 2.

$$\dot{p}_2 = C_2\left(Q_{1\text{-}2} - Q_{2\text{-}4} - Q_{2\text{-}3}\right), \quad (8)$$

где p_2 – давление в точке 2 рассматриваемой схемы; C_2 – приведенная объёмная жесткость участка 2 рассматриваемой схемы; $Q_{2\text{-}3}$ – расход рабочей жидкости в сечении 2 на участке гидролинии между точка-

ми 2 и 3; $Q_{2\text{-}4}$ – расход рабочей жидкости в сечении 2 на участке гидролинии между точками 2 и 4.

$$\dot{p}_3 = C_3\left(Q_{2\text{-}3} - Q_{\text{КП}}\right), \qquad (9)$$

где p_3 – давление в точке 3 рассматриваемой схемы; C_3 – приведенная объёмная жесткость участка 3 рассматриваемой схемы; $Q_{\text{КП}}$ – расход рабочей жидкости через предохранительный клапан.

$$\dot{p}_4 = C_4\left(Q_{2\text{-}4} + \text{Q}_{\text{ОК}} - Q_{\text{М}}\right), \qquad (10)$$

где p_4 – давление в точке 4 рассматриваемой схемы; C_4 – приведенная объёмная жесткость участка 4 рассматриваемой схемы; $Q_{\text{М}}$ – расход рабочей жидкости на входе гидромотора; $Q_{\text{ОК}}$ – расход рабочей жидкости через обратный клапан ОК.

Приведенная объёмная жёсткость участков цилиндрического трубопровода с рабочей жидкостью определяется по уравнению [3]:

$$C_{\text{пр.тр}} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_{\text{тр}}\left(1 + \dfrac{d_{\text{тр}}}{\delta_{\text{ст}}}\dfrac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}}\right)}, \qquad (11)$$

где $V_{\text{тр}}$ – объём рассматриваемого участка трубопровода при атмосферном давлении; $d_{\text{тр}}$ и $\delta_{\text{ст}}$ – внутренний диаметр трубы и толщина её стенки соответственно; $E_{\text{ж}}$ и $E_{\text{ст}}$ – изотермический модуль упругости рабочей жидкости и модуль упругости материала стенки трубы соответственно.

Давление в точках 5, 6 и 7 будет равно потерям давления в соответствующих сливных магистралях, которые определяются с учётом режима течения жидкости по формулам:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda\,\frac{l_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}}\cdot\frac{Q^2}{\left(\dfrac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4}\right)^2}\cdot\rho\cdot g, \qquad (12)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости; g – ускорение силы тяжести; λ – коэффициент гидравлического трения на соответствующем участке, который определяется по известным формулам в зависимости от режима течения и критерия Рейнольдса:

если Re ≤ 2320, то $\lambda = \dfrac{64}{\text{Re}}$ – ламинарный режим;

если Re > 2320, то $\lambda = \dfrac{0{,}3164}{\text{Re}^{0{,}25}}$ – турбулентный режим,

$\text{Re} = \dfrac{4Q}{\pi d_{\text{тр}}\nu_{\text{ж}}}$ – основной критерий гидродинамического подобия течения рабочей жидкости (число Рейнольдса) на рассматриваемом участке; $l_{\text{тр}}$ и $d_{\text{тр}}$ – длина участка трубопровода и его внутренний диаметр соответственно; $\nu_{\text{ж}}$ – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости; Q – расход рабочей жидкости на участке.

Уравнение (12) позволяет также определять расходы рабочей жидкости на различных участках трубопровода.

Действительную подачу гидронасоса и расход рабочей жидкости через гидромотор определим с учётом их объёмных потерь по уравнениям:

$$Q_{Н} = \frac{V_{0.Н}}{2\pi} \cdot \omega_{Н} \cdot \eta_{об.Н}\,; \qquad (13)$$

$$Q_{М} = \frac{V_{0.М}}{2\pi} \cdot \frac{\omega_{М}}{\eta_{об.М}}\,, \qquad (14)$$

где $V_{0.Н}$ и $V_{0.М}$ – рабочие объёмы гидронасоса и гидромотора соответственно; $\omega_{Н}$ и $\omega_{М}$ – угловые скорости вращения валов гидронасоса и гидромотора соответственно; $\eta_{об.Н}$ – текущее значение объемного к.п.д. гидронасоса; $\eta_{об.Н}$ – текущее значение объемного к.п.д. гидромотора.

Текущие значения объёмных к.п.д. гидромашин определим по уравнению:

$$\eta_{об} = 1 - \frac{1 - \eta_{о.n}}{p_n} \cdot p\,, \qquad (15)$$

где $\eta_{о.n}$ – номинальное значение объёмного к.п.д. соответствующей гидромашины, принимается равным объёмному к.п.д. при номинальном перепаде давления на гидромашине; p_n – номинальный перепад давления на соответствующей гидромашине; p – соответственно текущее значение давления на выходе гидронасоса или на входе гидромотора.

Расход рабочей жидкости через предохранительный клапан КП определим из условия:

если $p_3 \le p_{3КП.max}$, то $Q_{кп} = 0$;

если $p_3 > p_{3КП.max}$, то $Q_{КП} = Q_{КП.n} \dfrac{p_3 - p_{КП.max}}{\Delta p_{КП.n}}$, (16)

где $p_{КП.max}$ – давление настройки предохранительного клапана КП; $Q_{КП.n}$ – номинальный расход рабочей жидкости через предохранительный клапан; $\Delta p_{КП.n}$ – перепад давления на предохранительном клапане при номинальном расходе жидкости через него.

Расход рабочей жидкости через обратный клапан ОК определим из условия:

если $p_5 \le p_4 + p_{ОК.откр}$, то $Q_{ОК} = 0$;

если $p_5 > p_4 + p_{ОК.откр}$, то $Q_{ОК} = Q_{ОК.n} \dfrac{p_5 - p_4 - p_{ОК.откр}}{\Delta p_{ОК.n}}$, (17)

где $Q_{ОК.n}$ – номинальный расход обратного клапана; $\Delta p_{ОК.n}$ – перепад давления на обратном клапане при номинальном расходе рабочей жидкости через него; $p_{ОК.откр}$ – давление открытия обратного клапана.

Заключение. Очевидно, что способ испытания с рекуперацией энергии значительно снижает экономические издержки в процессе испытания гидромашин, избавляет от необходимости использования вспомогательных устройств для создания нагрузки и отвода тепла, позволяет испытывать гидромашины большой мощности с произвольными рабочими объемами, применяя для их привода электродвигатели гораздо меньшей мощности, чем номинальная мощность испытуемых гидромашин. Предварительный анализ математической модели предложенного метода испытаний гидрома-

шин в основном подтверждает его работоспособность и технические преимущества.

Следует отметить, что предлагаемая математическая модель решается одним из численных методов, который определяется в процессе решения конкретной задачи. Тогда же оговариваются и начальные условия для её решения.

Библиографический список

1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М: Машиностроение, 1974.
2. Пономаренко Ю.Ф. Испытание гидропередач / Ю.Ф. Пономаренко. – М.: Машгиз, 1969.
3. Рыбак А.Т. Моделирование и расчёт гидромеханических систем на стадии проектирования / А.Т. Рыбак. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2006. – 167 с.

Материал поступил в редакцию 03.03.08.

A.T. RYBAK, A.V. SERDYUKOV

STAND FOR TEST HYDRAULIC MACHINES WITH RECUPERATION OF THE ENERGY

The principle scheme of the stand is offered for test the hydraulic machines with economy of the energy. Happens to its mathematical model and information about its preliminary analysis.

РЫБАК Александр Тимофеевич (р. 1953), профессор кафедры «Технологическое оборудование» ДГТУ. Окончил РИСХМ (1979) по специальности «Приборы точной механики».
Научные интересы связаны с исследованием гидромеханических систем и элементов автоматического регулирования и управления мобильных машин и технологического оборудования.
Имеет более 90 научных публикаций, в том числе авторские свидетельства СССР и патенты РФ.

СЕРДЮКОВ Алексей Владимирович, (р. 1979), аспирант кафедры «Технологическое оборудование» ДГТУ. Окончил НГМА (2001) по специальности «Мелиоративные машины».
Научные интересы связаны с исследованием гидромеханических систем и их элементов.
Имеет 5 научных публикаций.

dkozyrev@dstu.edu.ru